

This Page Is Inserted by IFW Operations  
and is not a part of the Official Record

## **BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

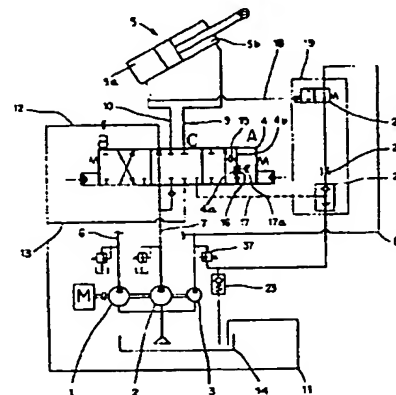
**As rescanning documents *will not* correct images,  
please do not report the images to the  
Image Problems Mailbox.**

# (54) GENERATIVE OIL PRESSURE CIRCUIT FOR HYDRAULIC CYLINDER OF CONSTRUCTION MACHINE

(11) 5-302604 (A) (43) 16.11.1993 (19) JP  
 (21) Appl. No. 4-131493 (22) 23.4.1992  
 (71) YUTANI HEAVY IND LTD (72) KAZUNORI SUZUOKA(1)  
 (51) Int. Cl. F15B11/02, E02F9/22

**PURPOSE:** To prevent actuation time lag at the change-over position of an oil pressure switching valve by forming a communicating passage provided with a check portion, which opens only from an internal return oil passage to an internal supply oil passage, between the internal supply oil passage and the internal return oil passage, and also providing a variable throttle part in the internal return passage.

**CONSTITUTION:** When an oil pressure switching valve 4 is switched to a switched position A and hydraulic cylinder 5 is extended, an open/close valve 20 is closed by virtue of the pressure generated in a head-side oil chamber 5a by means of load resistance. Consequently, the oil pressure in a pipe line 8 does not reach a shuttle valve 21, while only the pressure in a back pressure regulating valve 23 actuates on a variable throttle part 16 so as to open the variable throttle part 16, the pressure oil in an oil pressure pump 12 is supplied to a hydraulic cylinder 5 through an internal supply oil passage 4a and an internal return oil passage 4b, and also the regenerative supply oil supplied to the internal supply oil passage 4a from the internal return oil passage 4b. Further, when the extension speed of the hydraulic cylinder 5 becomes too fast, negative pressure is generated and conversely the open/close valve 20 is opened, the variable throttle part 16 achieves its maximum contraction and prevents generation of vacuum by sending the return oil to the internal supply oil passage 4a by virtue of the one-way opening operation of a check portion 15.

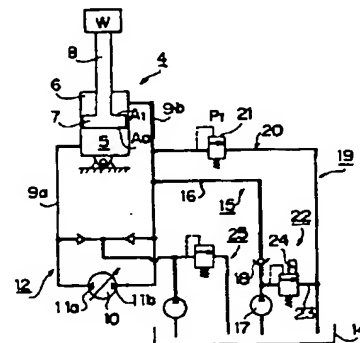


# (54) DRIVING GEAR FOR LIQUID-OPERATED CYLINDER

(11) 5-302605 (A) (43) 16.11.1993 (19) JP  
 (21) Appl. No. 4-110164 (22) 28.4.1992  
 (71) ISHIKAWAJIMA HARIMA HEAVY IND CO LTD  
 (72) ISAO MIYAZAWA(2)  
 (51) Int. Cl. F15B11/08

**PURPOSE:** To reduce energy loss and reduce the size of a driving gear small by placing a reversible delivery pump in connection in form of a closed circuit between a head side chamber and a rod side base, which are partitioned by the piston in a cylinder, and also connecting a supply circuit and a relief circuit to this closed circuit.

**CONSTITUTION:** A rod side chamber 6 and a head side chamber 5, which are partitioned by a piston in a hydraulic cylinder 4, are connected together by means of a driving circuit 12 provided with a reversible delivery pump 10 and the working fluid is supplied to both chambers 5, 6 alternately by means of the reversible operation of the reversible delivery pump 10. A supply circuit 15, which supplies the working fluid to the driving circuit 12, and a relief circuit 19, which relieves the working fluid inside the driving circuit 12, are connected to a pressure duct 9b located between the rod side chamber 6 and the pump 10 of the driving circuit 12. That is, when the pressure inside the pressure duct 9b drops below a specified value, the working fluid inside a tank 14 is supplied by pumping the fluid with a small size constant delivery pump 17 and when the pressure rises beyond the specified value, a relief valve 21 opens and discharges the working fluid to the tank 14.

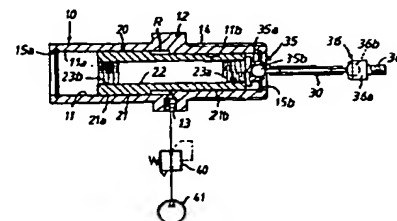


# (54) LOW THRUST DRIVING CYLINDER DEVICE

(11) 5-302606 (A) (43) 16.11.1993 (19) JP  
 (21) Appl. No. 4-106918 (22) 24.4.1992  
 (71) ISHII K.K. (72) MAKOTO KAMIDATE(1)  
 (51) Int. Cl. F15B15/14, F16F9/02

**PURPOSE:** To make a thrust generated in a driving cylinder device sufficiently small and stable.

**CONSTITUTION:** This low thrust driving cylinder device is composed of a cylinder 10 having a stepped cylinder hole 11 consisting of a large diameter hole 11a and a small diameter hole 11b, and a piston 20 for forming a ring shape working chamber R toward the cylinder 10 by having a large diameter portion 21a and a small diameter portion 21b which form an outer circumferential surface 21, fitted slidably to a large diameter hole 11a and a small diameter hole 11b, respectively, with only a small gap between them and not using any seal member. Air whose pressure is adjusted to a fixed value is supplied to the working chamber R from a port 13 formed in the cylinder 10 through a regulator valve 40. Ball socket joints 35 are preferably made capable of being fitted on both ends of the piston 20.



(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平5-302605

(43)公開日 平成5年(1993)11月16日

(51) Int.Cl.<sup>5</sup>

**F 1 5 B 11/08**

識別記号

庁内整理番号

C 9026-3H

FI

### 技術表示箇所

審査請求 未請求 請求項の数 1 (全 4 頁)

(21)出願番号 特願平4-110164

(22)出願日 平成4年(1992)4月28日

(71)出願人 000000099

石川島播磨重工業株式会社

東京都千代田区大手町2丁目2番1号

(72)発明者 宮澤 勲

東京都江東区毛利一丁目19番10号 石川島

播磨重工業株式会社江東事務所内

(72)発明者 島村 信太郎

東京都江東区毛利一丁目19番10号 石川島

播磨重工業株式会社江東事務所内

(72)発明者 篠田 和郎

愛知県名古屋市港区昭和町13番地 石川島

播磨重工業株式会社名古屋工場内

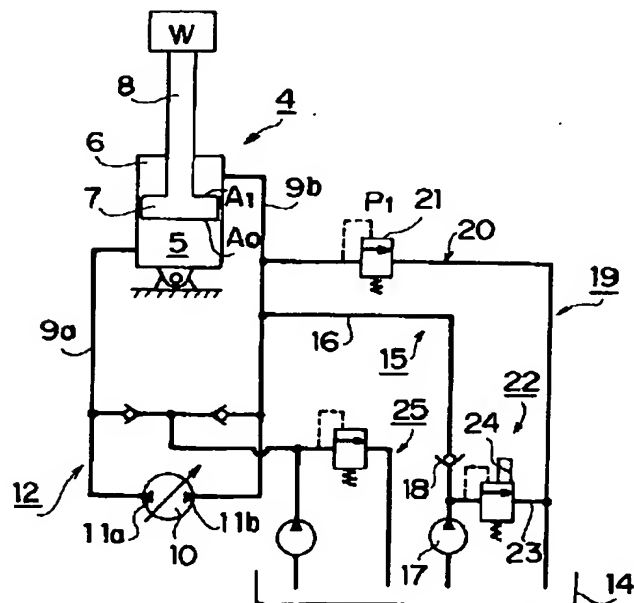
(74)代理人 弁理士 絹谷 信雄 (外1名)

(54)【発明の名称】 液圧シリンダの駆動装置

(57) 【要約】

【目的】 クローズ回路方式を採用することができる液圧シリンダの駆動装置を提供する。

【構成】 ピストン7両側のロッド側室6とヘッド側室5に交互に作動液を供給すべく上記両室5, 6に可逆吐出ポンプ10をクローズド回路状に接続した駆動回路12と、この駆動回路12に接続され回路12中の圧力が低下したときに作動液を補給する補給回路15と、上記駆動回路12に接続され回路12中の圧力が上昇したときに作動液を排出するリリース回路19とを備えたことを特徴としている。



1

## 【特許請求の範囲】

【請求項 1】 ピストン両側のロッド側室とヘッド側室に交互に作動液を供給すべく上記両室に可逆吐出ポンプをクローズド回路状に接続した駆動回路と、該駆動回路に接続されこの回路中の圧力が低下したときに作動液を補給する補給回路と、上記駆動回路に接続されこの回路中の圧力が上昇したときに作動液を排出するリリーフ回路とを備えたことを特徴とする液圧シリンダの駆動装置。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【産業上の利用分野】 この発明は、油圧等の液体圧力でピストンロッドを往復動させる液圧シリンダの駆動装置に関するものである。

## 【0002】

【従来の技術】 一般に、液体圧力によって液圧シリンダを駆動する場合、図 4 に示すように、ピストン 7 両側のヘッド側室 5 とロッド側室 6 に交互に作動液を供給するが、この場合、ヘッド側室 5 とロッド側室 6 の断面積  $A_0$ 、 $A_1$  が異なるために、これら両室 5、6 間の給・排液量  $Q_0$ 、 $Q_1$  が相違する。そのため、かかる液圧シリンダ 4 の駆動装置としては、クローズド回路方式を採用することができず、オープン回路方式のものが主流となっている。

【0003】 図 3 に、従来のオープン回路方式の駆動装置を示す。この駆動装置では、非可逆吐出（一方向吐出）ポンプ 1 により圧送されるタンク 2 内の作動液を流路切換弁 3 によりその流路を切換えて液圧シリンダ 4 のロッド側室 6 あるいはヘッド側室 5 のいずれかに供給し、他方の室 5、6 より排出される作動液を再び流路切換弁 3 を介してタンク 2 に戻すようになっている。

## 【0004】

【発明が解決しようとする課題】 しかしながら、上述のごときオープン回路方式の駆動装置にあっては、作動液を貯溜するための大容量のタンク 2 が必要となり、極めて大きな装置になるという欠点がある。さらに、ピストンロッド 8 に加重  $W$  が加わっている場合には、その加重によるロッド 8 の急速復動を防止するために絞り弁を設けなければならない、そこでエネルギーロスが大きいという欠点もある。

【0005】 本発明は上記事情を考慮してなされたもので、その目的はクローズド回路方式を採用することにより上記欠点を一挙に解決できる液圧シリンダの駆動装置を提供することにある。

## 【0006】

【課題を解決するための手段】 上記目的を達成するために、本発明の液圧シリンダの駆動装置は、ピストン両側のロッド側室とヘッド側室に交互に作動液を供給すべく上記両室に可逆吐出ポンプをクローズド回路状に接続した駆動回路と、この駆動回路に接続されこの回路中の圧

(2)

2

力が低下したときに作動液を補給する補給回路と、上記駆動回路に接続されこの回路中の圧力が上昇したときに作動液を排出するリリーフ回路とを備えたものである。

## 【0007】

【作用】 上記構成によれば、液圧シリンダのヘッド側室とロッド側室に可逆吐出ポンプより交互に作動液が供給される。このとき、ロッド側室とヘッド側室間の給排液量差により、上記クローズド回路中の圧力が低下あるいは上昇する。すると、その圧力変更を補うように補給回路とリリーフ回路が作動し、上記給排液量差に相当する作動液がクローズド回路に対して給排される。

## 【0008】

【実施例】 以下、本発明の実施例を添付図面に基づいて説明する。

【0009】 図 1 に、液圧シリンダの駆動装置の一実施例を示す。図において、4 は液圧シリンダで、ここでは従来同様の片ロッド形復動シリンダが示してある。この液圧シリンダ 4 のピストン 7 両側にはそれぞれヘッド側室 5（断面積  $A_0$ ）とロッド側室 6（断面積  $A_1$ ）とが区画され、これらヘッド側室 5 及びロッド側室 6 には可逆吐出ポンプ 10 により交互に作動油が送り込まれるようになっている。可逆吐出ポンプ 10 は、周知のように、吐出方向の切換が可能で一対のポート 11a、11b を有しており、これらポート 11a、11b はそれぞれ導圧管 9a、9b を介して上記ヘッド側室 5 及びロッド側室 6 に連通されている。こうしてヘッド側室 5 とロッド側室 6 に交互に作動油を供給するためのクローズド回路状の駆動回路 12 が構成されている。

【0010】 この駆動回路 12 のロッド側室 6 とポンプ 10 との間、即ち導圧管 9b には、回路 12 中に作動油を補給するための補給回路 15 と、回路 12 から作動液の一部を分岐するためのリリーフ回路 19 とが接続されている。補給回路 15 は、導圧管 9b 内の圧力が所定圧以上に維持されるようにタンク 14 内の作動油を汲上げて補給するもので、導圧管 9b に接続された補給管 16 と、この補給管 16 に介装された小形定吐出ポンプ 17 と、このポンプ 17 の吐出側に介装された逆止弁 18 とからなる。また、リリーフ回路 19 は、導圧管 9b 内の圧力が所定圧  $P_1$  以下に維持されるように導圧管 9b から作動油を排出するもので、導圧管 9b に接続された排出管 20 と、その排出管 20 に介装されたリリーフ弁 21 とからなる。

【0011】 補給回路 15 とリリーフ回路 19 との間には、更にポンプ 17 により圧送される作動油をリリーフ回路 19 側に短絡するための短絡回路 22 が接続されている。短絡回路 22 は、補給回路 15 のポンプ 17 吐出側とリリーフ回路 19 の弁 21 下流側とを連通する連通管 23 と、この連通管 23 に介装されたリリーフ弁 24 とからなり、上記逆止弁 18 が閉状態のときにポンプ 17 からの作動油をリリーフ回路 19 側に逃がしてタンク

50

14に戻す。

【0012】なお、図中、25は上記クローズド回路12中より作動油が漏れた場合にその漏量の油を補充するための油補充回路で、既に公知であるため説明を省略する。

【0013】次に、上記構成の作用について述べる。

【0014】液圧シリンダ4のピストンロッド8を往動させる場合、可逆吐出ポンプ10を駆動し、図2(a)に示すように、ポンプ10から作動油を導圧管9aを経てヘッド側室5に供給すると共に、ロッド側室6から排出される作動油を導圧管9bを経てポンプ10に吸込む。これにより、両室5、6間に圧力差が生じてピストン7が押し上げられピストンロッド8の往動が開始される。このとき、ヘッド側室5への給液量 $Q_0$  [l/min] に対しロッド側室6からの排液量 $Q_1$  [l/min] が少ないため、可逆吐出ポンプ10にはその吐出量よりも少量の作動油が吸込まれることとなり、駆動回路12中の吸込側即ち導圧管9bの内圧が低下する。これにより、補給回路15の逆止弁18が開成され、導圧管9b内に小形定吐出ポンプ17から作動油が供給され、上記ロッド側室6からの作動液とともに可逆吐出ポンプ10に吸い込まれる。ここで、導圧管9bにはポンプ17から上記給液量 $Q_0$ と排液量 $Q_1$ の差 $Q_2$ 以上の流量 $Q_3$ の作動油が供給されるが、余剰分 $\Delta Q (=Q_3 - Q_2)$ についてはリリーフ弁21の開成によりタンク14内に戻される。その結果、可逆吐出ポンプ10には吐出量 $Q_0$ と同量の作動油が吸込まれ、ピストン7及びピストンロッド8は円滑に矢印方向に往動されることとなる。

【0015】逆に、液圧シリンダ4のピストンロッド8を復動させる場合、図2(b)に示すように、可逆吐出ポンプ10からの作動油を導圧管9bを経てロッド側室6に供給すると共に、ヘッド側室5から排出される作動油を導圧管9aを経てポンプ10に戻す。このときには往動時とは逆に、可逆吐出ポンプ10はその吐出量に比し吸込量が多くなり、ヘッド側室5からの排液性が悪くなって導圧管9b内の圧力が上昇する。これにより、逆止弁18が閉成されると共にリリーフ弁21が開成され、導圧管9bを圧送される作動油の一部が排出管20を通じてタンク14内に戻される。その結果、ロッド側室6には所定流量 $Q_1$ の作動油が供給され、ピストン7及びピストンロッド8は円滑に復動されることとなる。なお、この復動時には、ポンプ17により圧送される作動油はリリーフ弁24を通じてタンク14に戻される。この場合、ポンプ17はその役割を必要としないので停止するかリリーフ弁24をアンロードするかなどの手段により省エネ化を図ることができる。

【0016】以上、本実施例によれば、ロッド側室6と\*

\*ヘッド側室7に可逆吐出ポンプ10をクローズド回路状に接続し、このクローズド回路12に補給回路15とリリーフ回路19を接続して、上記クローズド回路12に対してヘッド側室5及びロッド側室6間の給排液量の差分の作動液を給排したので、確実にポンプ10の吐出量と吸込量とを一致させてキャビテーション等を防止でき、実質上クローズド回路構造の駆動装置を得ることが可能となる。従って、本装置においては、従来のような大容量のタンクを必要とせず、上記給排液量の差分を扱うだけの小容量のタンク14で足り、装置の小型化を図ることができる。

【0017】また、本実施例によれば、極めて簡単な構成でかつ電氣的な検出手段等を一切使用せずに、クローズド回路構造を実現できるので、装置の信頼性を高めることもできる。

【0018】さらに、クローズド回路構造の採用により、ピストンロッド8に加重Wが付与されていても、ロッド8の急速復動は防止され、従来のようなエネルギーロスが生じない。即ち、ポンプ10が復動エネルギーを受け、ポンプ駆動源へそれを回収するので、省エネルギー化を図ることができる。

【0019】

【発明の効果】以上要するに本発明によれば、補給回路とリリーフ回路によってロッド側室及びヘッド側室間の給排液量の差分に相当する作動液を給排できるので、クローズド回路構造の駆動装置を得ることができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の液圧シリンダの駆動装置の一実施例を示す概略図である。

【図2】液圧シリンダの駆動装置による液体流れを示す図で、(a)はピストンロッド上昇時、(b)はピストンロッド下降時をそれぞれ示す。

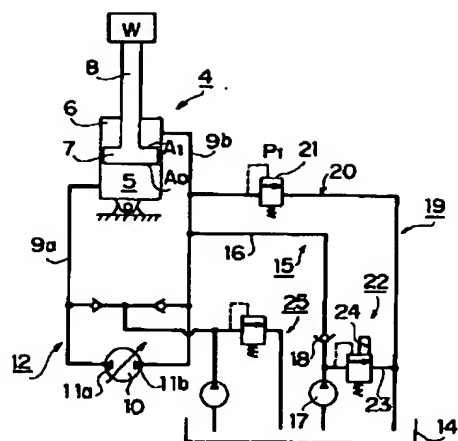
【図3】従来の液圧シリンダの駆動装置を示す概略図である。

【図4】液圧シリンダを示す概略図である。

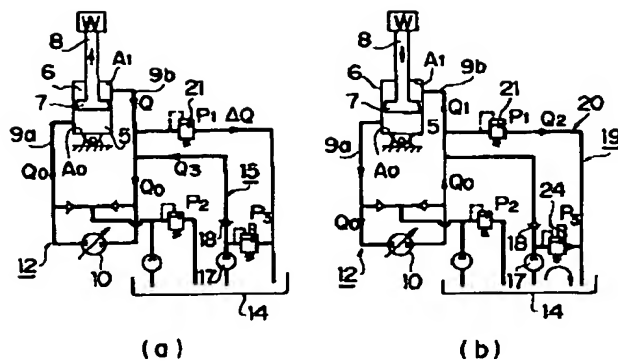
【符号の説明】

- 4 液圧シリンダ
- 5 ヘッド側室
- 6 ロッド側室
- 7 ピストン
- 8 ピストンロッド
- 9 a, 9 b 導圧管
- 10 可逆吐出ポンプ
- 12 駆動回路
- 14 タンク
- 15 補給回路
- 19 リリーフ回路

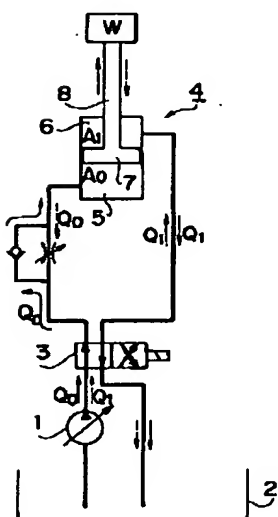
【図 1】



【图 2】



【図 3】



【图 4】

